



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA

HEAT EXCHANGER DESIGN

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Vítek

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Špiláček

BRNO 2017



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Tomáš Vítek**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Michal Špiláček**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Návrh výměníku tepla

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla jsou základní jednotkou jakékoli energetické technologie. Pochopení principu přestupu tepla a návrhu výměníku patří mezi základní energetické dovednosti.

Obsahem bakalářské práce bude návrh tepelného výměníku spaliny–vzduch pro využití zbytkové energie spalin z krbových kamen. Návrh bude obsahovat tepelný a hydraulický výpočet a základní konstrukční výkres.

### Cíle bakalářské práce:

rešerše výměníků tepla, návrh vhodné technologie pro aplikaci spaliny–voda

návrh teplosměnných ploch

konstrukční návrh výměníku, výkresová dokumentace

### Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2013, 119 stran : ilustrace. ISBN 978-80-214-4770-7.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. : obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem přídavného spalínového výměníku pro využití zbytkové energie spalin. Součástí práce je shrnutí poznatků o výměnících tepla, jejich principu, provozu a údržbě. V další části práce je výpočtový návrh výměníku, výpočet přenosu tepla a následně výpočet hydraulických ztrát pro navržený výměník. Součástí bakalářské práce je i výkresová dokumentace navrženého výměníku.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

spalínový výměník, hydraulický výpočet, přenos tepla, návrh výměníku

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis deals with the design of an additional flue gas exchanger for the use of residual energy of flue gas. Part of the work is a summary of the knowledge about heat exchangers, their principle, operation and maintenance. The next part of the thesis is the calculation draft of the heat exchanger, calculation of heat transfer and subsequent calculation of hydraulic losses for the designed exchanger. Part of the bachelor thesis is a drawing documentation of the designed exchanger too.

## **KEYWORDS**

flue gas exchanger, hydraulic calculation, heat transfer, heat exchanger design

**Bibliografická citace**

VÍTEK, T. *Návrh výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 45 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Špiláček.

### **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že svoji bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně dle pokynů vedoucího s použitím pramenů a literatury uvedených v seznamu citované literatury.

V Brně dne 26.5.2017

.....

Tomáš Vitek

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Michalovi Špiláčkovi za vstřícnost, ochotu, cenné rady a připomínky při zpracování této bakalářské práce.



# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod.....</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>Výměníky .....</b>	<b>12</b>
2.1	Dle vzájemného proudění ohřívaného a ohřívacího média .....	12
2.2	Dle pracovního pochodu .....	13
2.2.1	Rekuperační.....	13
2.2.2	Regenerační .....	13
2.2.3	Kontaktní.....	14
2.2.4	Směšovací.....	14
2.3	Způsob předávání tepla .....	15
2.3.1	Vedení tepla (kondukce) .....	15
2.3.2	Proudění tepla.....	16
2.3.3	Sálání (záření) .....	16
2.3.4	Prostup tepla.....	17
2.4	Dle konstrukčního řešení .....	17
2.4.1	Trubkové .....	17
2.4.2	Rotační ohříváky vzduchu (Ljungstroem).....	20
2.4.3	Deskové výměníky .....	21
2.5	Dle výkonu (způsobu užití).....	22
<b>3</b>	<b>Základní konstrukční požadavky .....</b>	<b>22</b>
3.1	Požadavky na výměník .....	22
3.1.1	Zanášení .....	23
3.1.2	Abraze .....	23
3.1.3	Koroze .....	23
3.2	Pracovní médium .....	24
<b>4</b>	<b>Výpočtová část.....</b>	<b>25</b>
4.1	Zadání výpočtů .....	25
4.2	Tepelná bilance ve výměníku .....	27
4.3	Trubkový prostor .....	28
4.4	Návrh mezitrubkového prostoru .....	31
4.5	Výpočet součinitele přestupu tepla v MP .....	32
4.6	Tepelný výkon výměníku .....	35
4.7	Tlaková ztráty .....	36
4.7.1	Tlakové ztráty v TP .....	36
4.7.2	Tlakové ztráty v MP .....	37

<b>5</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>40</b>
	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>41</b>
	<b>Seznam symbolů a zkratk .....</b>	<b>42</b>
	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>45</b>

# 1 Úvod

V minulosti byly rodinné domy vytápěny převážně kotli na tuhá paliva. S výstavbou plynovodu v tehdejším Československu začalo být mnohem jednodušší využívat pro vytápění zemní plyn. Kotle na tuhá paliva se tak přestaly v mnoha případech používat.

Na druhou stranu spousta novostaveb začíná být vybavena nejen kotli na zemní plyn, ale i krbovými kamny umístěnými nejčastěji v obývacím pokoji. Krbová kamna slouží jen zřídka pro celoroční vytápění, ale spíše pro přitápění během chladnějších podzimních dní, či pro zvýšení tepelného komfortu.

Práce je zaměřena na teoretické shrnutí poznatků ohledně tepelných výměníků a následně na návrh přídavného tepelného výměníku typu spaliny-voda ke kotli, díky kterému lze využít část zbytkové energie spalin, která by jinak zůstala nevyužita. Pomocí výměníku dojde k přehřevu části vody pro daný kotel a tím i ke zvýšení účinnosti kotle.

K návrhu výměníku ke konkrétnímu typu kotle je nutné určit některé parametry experimentálně a poté tyto parametry zahrnout do výpočtů. Součástí návrhu je tepelný výpočet, konstrukční návrh a zjištění tlakových ztrát výměníku.

## 2 Výměníky

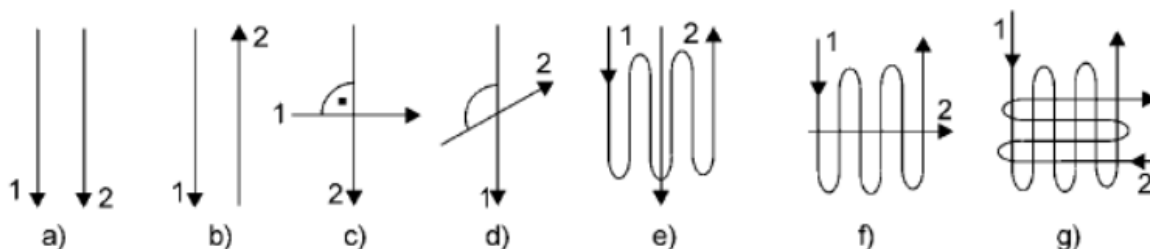
Tepelný výměník je zařízení, které slouží k předávání tepla z teplejšího (topného) média na chladnější (ohřívané) médium. Výměníky jsou vyráběny k použití od drobných aplikací v automobilech (chladiče), přes domácnosti (výměník je součástí kotle, krbových kamen, rekuperace), tak po velké celky v jaderných a tepelných elektrárnách. Nicméně vzhledem k zadání, se práce bude zabývat převážně tepelnými výměníky s energetickým využitím.

Aby byl přenos tepla co nejefektivnější, tak je nutné tepelný výměník správně spočítat, navrhnout a vyrobit. Vždy je však nutné zvolit kompromis a vybrat nejvýhodnější řešení v poměru výkon/cena, respektive kvalita/cena. Téměř ve všech případech je návrh taktéž limitován maximálními rozměry výměníku.

Tepelné výměníky můžeme dělit dle mnoha kritérií. o čemž je podrobněji pojednáno v podkapitolách níže.

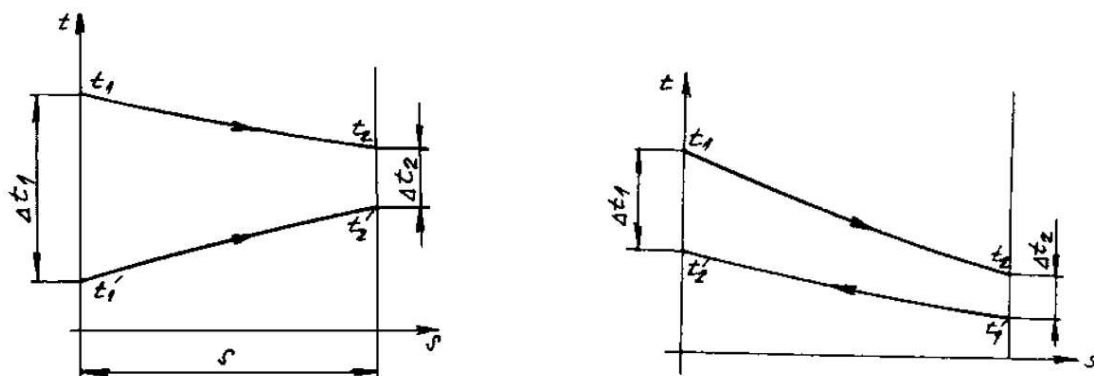
### 2.1 Dle vzájemného proudění ohřívajícího a ohřívajícího média

- Souproudé – média proudí stejným směrem
- Protiproudé – média proudí souběžně vedle sebe, avšak opačným směrem
- Křížové – média svírají spolu úhel  $90^\circ$
- Se šikmým vzájemným proudem – média svírají spolu libovolný úhel
- S kombinovaným prouděním – různé kombinace souproudých, protiproudých a křížových proudění
- S kombinovaným prouděním
- S kombinovaným prouděním [1],[2]



Obr. 1 Schématické označení způsobu proudění médií ve výměnících [2]

Na obr.2 lze vidět průběhy teplot u souproudého a protiproudého výměníku. Z obrázku plyne, že rozdíl teplot  $\Delta t_1$  je u souproudu vždy vyšší než  $\Delta t_2$ . U protiproudého výměníku tomu tak být vždy nemusí. Další důležitý poznatek je, že u souproudu nelze dosáhnout stejné nebo vyšší teploty ohřívajícího média, než je výstupní teplota ohřívajícího média. Naopak u protiproudu lze za určitých podmínek dosáhnout stejné i vyšší teploty.



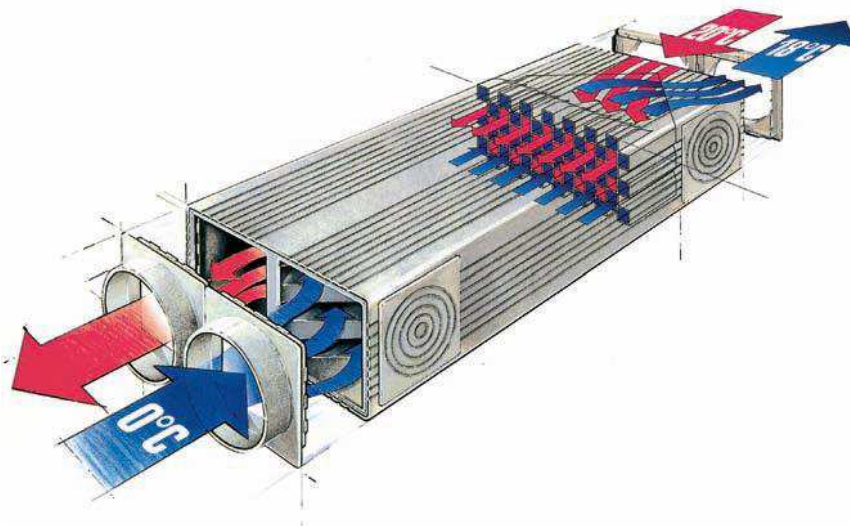
Obr. 2 Průběh teplot u výměníků (vlevo soudproudý, vpravo protiproudý) [4]

## 2.2 Dle pracovního pochodu

- Rekuperační
- Regenerační
- Kontaktní
- Směšovací [1], [2]

### 2.2.1 Rekuperační

Rekuperační typ výměníku obsahuje dvě média, která jsou od sebe nepropustně oddělena pevnou stěnou. Ve výměnících tohoto typu nedochází ke směšování médií. Teplo je předáváno pouze vedením a prouděním. [1]

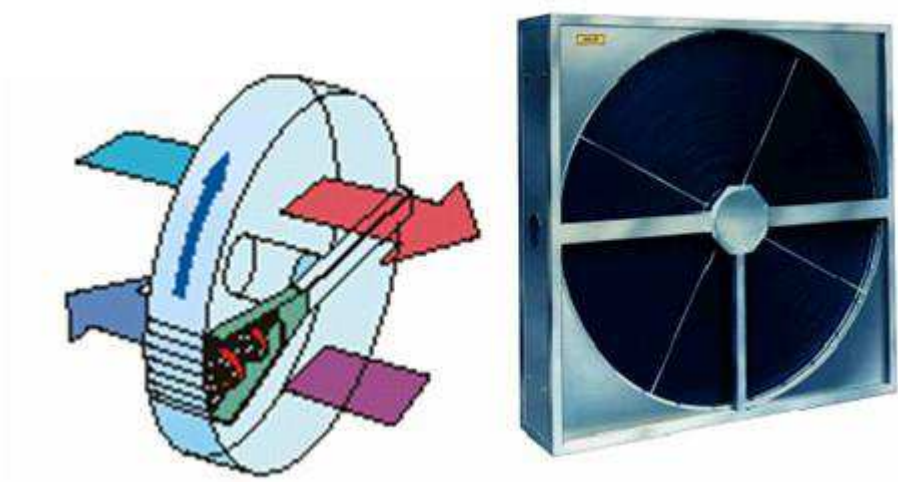


Obr. 3 Rekuperační výměník [5]

### 2.2.2 Regenerační

Obě média vstupují střídavě do prostoru, vyplněného materiálem, který dobře akumuluje teplo. Při vstupu teplého média do daného prostoru, přijme tento materiál teplo z teplého média. Poté

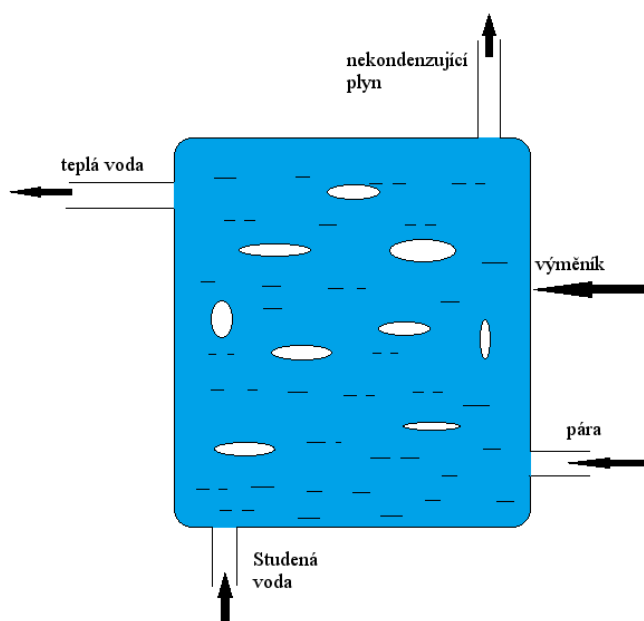
je teplé médium nahrazeno ohřivaném médiem, které odebere naakumulované teplo z ohřátého materiálu. Typickým příkladem jsou rotační ohříváky vzduchu. Nevýhodou může být nepatrné směšování obou pracovních médií z důvodů netěsností systému. [1], [2]



Obr. 4 Regenerační výměník [6]

### 2.2.3 Kontaktní

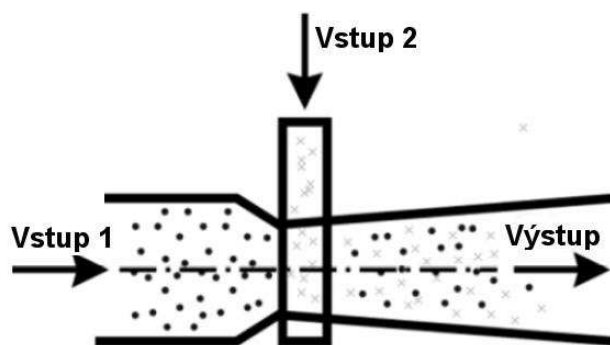
V pracovním prostoru dojde ke smíchání teplého a studeného média, kde si předají teplo. Poté dojde k oddělení obou médií od sebe. [1]



Obr. 5 Kontaktní výměník [7]

### 2.2.4 Směšovací

Ve směšovacím výměníku dochází k mísení obou médií. Ve výměníku není žádná teplosměnná plocha. Média vytvoří ve výměníku homogenní směs. Typickým příkladem je vstřikování vody do páry v teplárenství, případně ohřev vzduchu v automobilech. [1]



Obr. 6 Směšovací výměník [1]

## 2.3 Způsob předávání tepla

- Konvenční (proudění)
- Sálavé
- Vedením (kondukcí)
- Kombinované

Na výměně tepla se podílí tři základní mechanismy, případně jejich kombinace. Dle konkrétního typu výměníku lze některé druhy výměny tepla považovat za hlavní a ostatní způsoby zanedbat, nebo naopak je třeba uvažovat jejich kombinaci a lze zanedbat jeden způsob nebo žádný způsob. Aby začalo docházet k výměně tepla, je nutné, aby látky, které si předávají teplo, měly rozdílnou teplotu. [1], [2]

### 2.3.1 Vedení tepla (konduktce)

Pro vedení je definovaná fyzikální veličina tepelná vodivost  $\lambda [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ . Její hodnoty pro různé materiály lze nalézt ve fyzikálních tabulkách.

Jestliže je vedení tepla stacionární, materiál homogenní a tepelná vodivost konstantní, pak platí pro jednorozměrné vedení tepla: [2]

$$\dot{Q} = \frac{S}{R_{st}} \cdot \Delta t_{st} [\text{W}] \quad (2.1)$$

$\dot{Q} [\text{W}]$  – tepelný tok stěnou,  $R_{st} [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$  – tepelný odpor;  $\Delta t_{st}$  – rozdíl teplot na povrchu stěn,  $S [\text{m}^2]$  je teplosměnná plocha

Tepelný odpor pro vedení tepla jednoduchou rovinnou stěnou o tloušťce  $\delta$  a tepelné vodivosti  $\lambda$  se určí dle

$$R_{st} = \frac{\delta}{\lambda} [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}] \quad (2.2)$$

Tepelný odpor při vedení tepla válcovou stěnou o vnitřním poloměru  $d_1$  a vnějším  $d_2$

$$R_{st} = \frac{d_2}{2\lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}] \quad (2.3)$$

Při vedení tepla složenou stěnou platí:

$$R_{st} = \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}] \quad (2.4)$$

Obdobně platí pro válcovou stěnu:

$$R_{st} = \sum_{j=1}^n \frac{d_{j+1}}{2\lambda_j} \cdot \ln\left(\frac{d_{j+1}}{d_j}\right) [m^2 \cdot K \cdot W^{-1}] \quad (2.5)$$

[2]

### 2.3.2 Proudění tepla

Klíčovým činitelem při přenosu tepla prouděním (konvekci) je pohyb prostředí. Musí docházet ke kontaktu proudících tekutin s tuhým prostředím. Pro výpočet přeneseného tepla  $Q$  je nutné znát hodnotu součinitele přestupu tepla  $\alpha$  u každé z pracovní látky. Na hodnotu  $\alpha$  má vliv: druh tekutiny, rychlost proudění a charakter proudění (laminární nebo turbulentní), typ proudění (přirozené, nucené), tvar a rozměr teplosměnných ploch, teplota stěny a stav a vlastnosti tekutiny.

$$\alpha = f(w, t, t_{st}, d, l, \lambda, \mu, \rho, c_p)$$

Stanovení hodnoty  $\alpha$  se provádí na základě teorie podobností. Předpokládáme, že fyzikální děje u modelu a díla jsou podobné, jestliže stejná bezrozměrná uskupení veličin pro model a dílo mají stejnou velikost. Dále budou uvedeny pouze podobnostní kritéria, která budou využívána při výpočtu v kap. 4. [2]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} [-] \quad (2.6)$$

$Nu$  je Nusseltovo číslo, vyjadřuje závislost mezi teplotním polem a intenzitou přestupu tepla v mezní vrstvě tekutiny,  $l [m]$  je charakteristický rozměr

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} [-] \quad (2.7)$$

$Re$  je Reynoldsovo číslo charakterizující poměr setrvačných sil a sil molekulárního tření,  $w \left[\frac{m}{s}\right]$  je rychlost proudění tekutiny,  $\nu \left[\frac{m^2}{s}\right]$  je kinematická viskozita

$$Pr = \frac{\nu}{a} [-] \quad (2.8)$$

$Pr$  je Prandltovo číslo charakterizující fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla,  $a \left[\frac{m^2}{s}\right]$  je součinitel teplotní vodivosti

$$Pe = \frac{w \cdot l}{a} \quad (2.9)$$

$Pe$  je Pécletovo číslo, určuje poměr molekulárního a konvekčního přenosu tepla při proudění [1], [2].

### 2.3.3 Sálání (záření)

Pro přenos tepla zářením není zapotřebí žádné hmotné prostředí. Jedná se pouze o elektromagnetické záření o vlnové délce  $\lambda$  cca 800–4000 nm. Přenos tepla sáláním, je možné, oproti předcházejícím způsobům, realizovat i ve vakuu.

Platí I. Kirchhoffův zákon

$$A + R + T = 1 \quad (2.10)$$



A – absorpance vyjadřuje, jakou poměrnou část tepla ze záření pohltí daný materiál, na který záření dopadá

R – reaktance vyjadřuje, jaká poměrná část tepla ze záření se od daného materiálu odrazí zpět do prostředí

T – transmitance vyjadřuje, jaká poměrná část tepla ze záření projde skrz materiál. [1]

### 2.3.4 Prostup tepla

Prostup je kombinace prvních dvou způsobů přenosu – vedení a proudění. Při uvažování jednoduché rovinné stěny se prostup skládá z přestupu tepla na obou stranách stěny a vedení tepla stěnou.

Prostup tepla  $\dot{Q}$  se určí dle

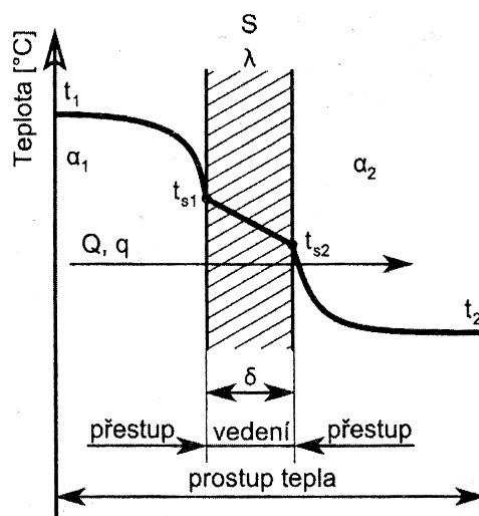
$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot S \text{ [W]} \quad (2.11)$$

kde pro rovinnou stěnu platí:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right] \quad (2.12)$$

pro válcovou stěnu platí:

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (2.13)$$



Obr. 15 Prostup tepla rovinnou stěnou [1]

[2]

## 2.4 Dle konstrukčního řešení

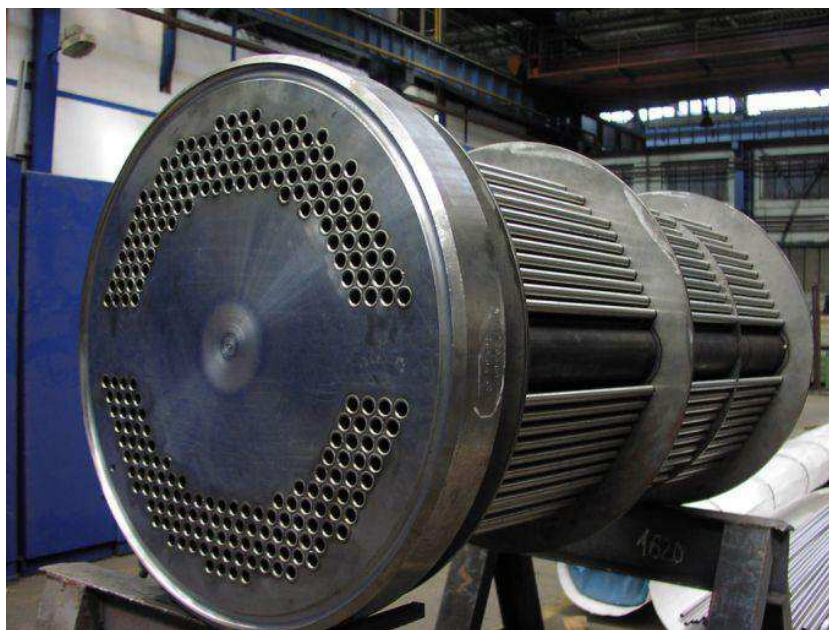
- Trubkové
- Deskové
- Bubnové
- Rotační ohříváky vzduchu
- Směšovací [1]

### 2.4.1 Trubkové

#### a) Plášťový s rovnými trubkami

Nejstarší a nejméně náročný na výrobu je plášťový trubkový výměník s rovnými trubkami. Jedno médium proudí vnitřkem trubek, druhé médium proudí v mezitrubkovém prostoru. Materiál použitý pro výrobu trubek je ve většině případů ocel nebo mosaz. Ke zpomalení rychlosti proudění v mezitrubkovém prostoru bývají instalovány přepážky. V případě poškození jedné z trubek, lze pouze vyměnit poškozenou. Výměník je vhodné použít pouze na nižší teplotní rozdíly mezi oběma pracovními médii. V případě velkých teplotních rozdílů je nutné uvažovat nestejnoměrné prodloužení částí výměníků způsobené tepelnou dilatací.

Potlačit její vliv lze použitím kompenzace s ucpávkou, kompenzace s plovoucí hlavou případně kompenzací s pružným zvlněním pláště [1], [2].



Obr. 7 Výměník s rovnými trubkami [8]

#### b) Trubka v trubce

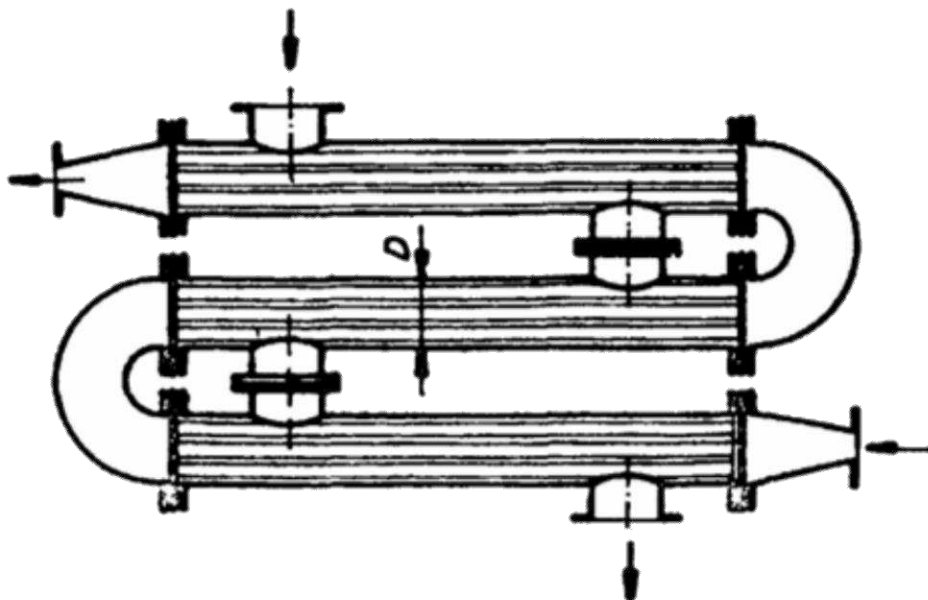
Dalším případem trubkového výměníku je velmi jednoduchý typ „trubka v trubce“. Tento výměník je velmi snadný na návrh i výrobu. Jelikož má tento typ malou kontaktní plochu (pouze povrch vnitřní trubky), tak má výměník větší zástavbovou plochu ve srovnání s jinými typy stejného výkonu. Je určen zejména pro malé průtoky a malé výkony [9], [1].



Obr. 8 Výměník typu trubka v trubce [9]

**c) Článekový**

Skládá se z několika (nejčastěji dvou) trubkových výměníků s přímými trubkami spojených navzájem pevnými trubkovnicemi. Také se jim přezdívá dvoutahé (třítahé apod.) výměníky. Opět je tu třeba řešit problém s teplotní dilatací pomocí kompenzace. Uplatnění nachází článekový výměník zejména ve větších energetických aplikacích. [1]



Obr. 9 Článekový výměník [2]

**d) Vlášekový s U-trubkami**

Velmi rozšířené jsou také vlásečkové výměníky s U-trubkami. Díky nim odpadá nutnost kompenzovat teplotní dilatace, protože trubky se mohou volně roztahovat. Ovšem je hůře mechanicky čistitelný. V případě poruchy nelze vyměnit pouze poškozenou trubku. Uplatnění nachází zejména v energetice. [1],[2]



Obr. 10 Vlášekový výměník s U-trubkami [8]

### e) Šroubovitý

Dalším častým typem je výměník se spirálovitě (šroubovitě) vinutou trubkou, či více trubkami. Výměníky jsou jednoduché na výrobu, avšak v případě poruchy musí být vyměněna celá trubka. Šroubovitý výměník využívá čistý protiproud po celé délce výměníku při současném zachování příčného obtékání na vnější straně. Nicméně výměník optimálně nevyužívá vnitřní prostor výměníku. [1],[2]



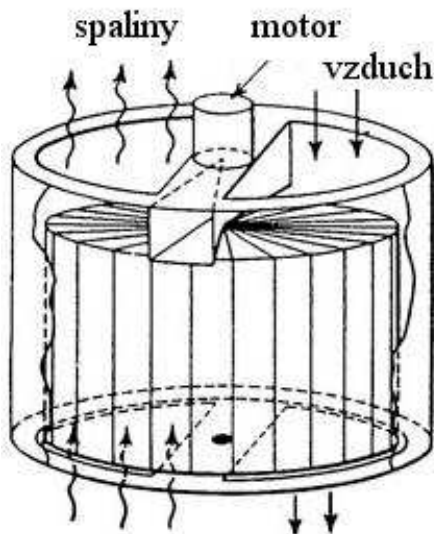
Obr. 11 Šroubovitý výměník [10]

### 2.4.2 Rotační ohříváky vzduchu (Ljungstroem)

Nejpoužívanější regenerační ohřívák vzduchu v praxi je tzv. Ljungstroem. Skládá se z rotoru a válcovitého obalu. Rotor je vyplněn profilovanými plechy tak, aby kolem nich mohly proudit média ve směru osy ohříváku. Válcovitý obal je rozdělen na dvě části tak, aby jednou částí mohly proudit spaliny a druhou částí ohříváný vzduch. Při otáčení rotoru prochází část výplně rotoru spaliny, kde dochází k akumulaci tepla ze spalín do výplně. Poté se dostane výplň do části se vzduchem, kde odevzdá naakumulované teplo ohřívávanému vzduchu. Při výrobě je obtížné dosáhnout absolutní těsnosti systému tak, aby se spaliny nemohly smísit se vzduchem. Proto se používají rotační ohříváky vzduchu zejména tam, kde nepatrné promísení obou médií nevadí např. předeřhev spalovacího vzduchu pro elektrárenský kotel.

Výměník je málo náročný na údržbu, lze jej snadno mechanicky vyčistit. Při provozu lze i podkročit rosný bod spalín a připustit případnou korozi, jelikož finanční náklady na opravu jsou velmi nízké v porovnání s úsporou vzniklou větším využitím tepla z ochlazovaných spalín. Menší rotační ohříváky se provozují v horizontální rovině, větší, které dosahují i několika metrů v průměru, kvůli velkému namáhání ložisek, lze provozovat pouze ve vertikální rovině [1], [2].

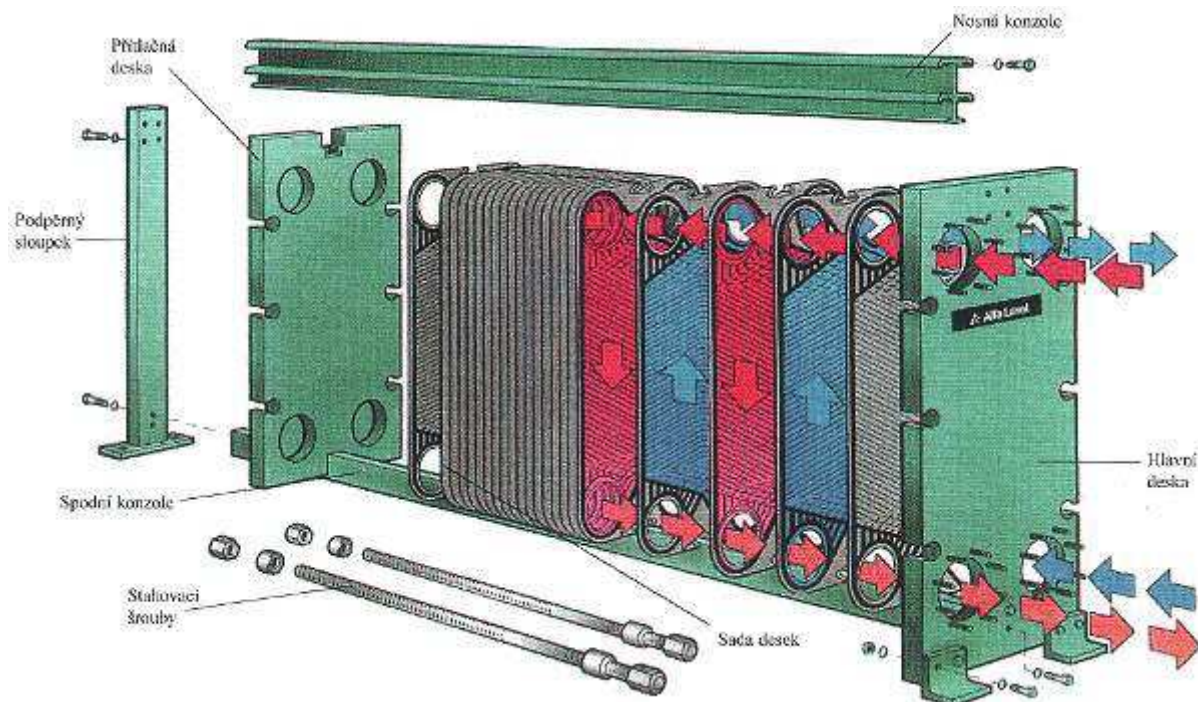




Obr. 12 Rotační ohřívák Ljungstroem [11]

### 2.4.3 Deskové výměníky

U tohoto typu tepelných výměníků dochází k předávání tepla pomocí proudění mezi ocelovými deskami. Tyto desky mají ve svém profilu vyhloubené kanálky, kterými proudí média vždy na střídačku – mezi první a druhou deskou teplejší médium, mezi druhou a třetí deskou chladnější atd. Tímto se dosáhne čistého protiproudu, což přináší velké výhody, zejména v úspoře místa. Lze dosáhnout až desetkrát vyššího přestupního koeficientu než u trubkových výměníků. Naopak od trubkových výměníků je vždy nutné deskové výměníky doplnit oběhovými čerpadly pro obě média, jelikož tlakové ztráty jsou velmi vysoké. [12],[1]

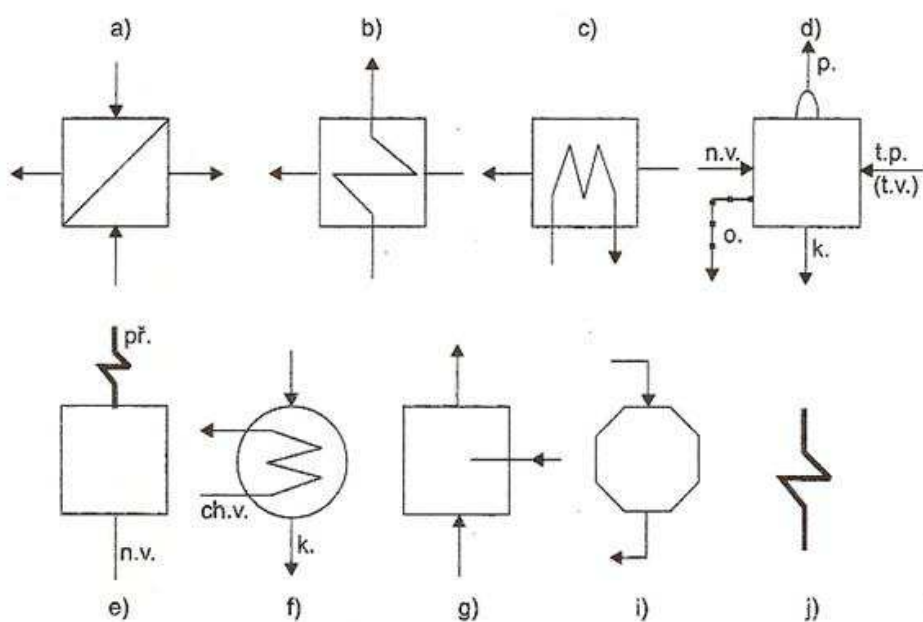


Obr. 13 Schématické složení rozebíratelného deskového výměníku [12]

## 2.5 Dle výkonu (způsobu užití)

Tepelné výměníky lze rozdělit i dle plánované funkce. V mnoha aplikacích se využívá i fázové přeměny alespoň jednoho média (ve výparnících a odparkách, kondenzátorech).

- Ohříváky
- Chladiče
- Výparníky a odparky
- Kondenzátory
- Přehříváky a mezipřehříváky
- Sušárny
- Termické odplyňování vody
- Topná tělesa ústředního vytápění [1]



Obr. 14 Značení výměníku v tepelných schématech [1]

## 3 Základní konstrukční požadavky

### 3.1 Požadavky na výměník

Tepelný výměník obzvláště ke krbovým kamnům je velmi limitován několika parametry. Mezi základní požadavky na konstrukci výměníku patří dle lit. [1]

1. Co nejmenší rozměry, hmotnost a cena výměníku
2. Co nejmenší tlakové ztráty (čerpací práce)
3. Co nejvyšší spolehlivost provozu

U návrhu teplovodního výměníku jsou limitující rozměry a výrobní náklady navrhovaného výměníku. Příliš velké rozměry by způsobily nemožnost připojit výměník ke kotli. Cena výměníku v poměru ku tepelnému výkonu musí být taktéž přijatelná pro zákazníka.

Velikost tlakových ztrát lze ovlivnit při samotném návrhu a výpočtu výměníku, dále má na zvětšení tlakových ztrát vliv zanášení výměníku popsané blíže v kapitole 3.1.1. Následkem navýšení tlakových ztrát je zvýšená zátěž pro oběhová čerpadla a odtahové ventilátory, což vede ke zvýšení provozních nákladů výměníku.

Výměníky během svého provozu podléhají opotřebení, které je třeba co nejlépe eliminovat již při samotném návrhu výměníku. Nejčastější mezní stavy provozu, s kterými se u výměníku tepla setkáváme jsou: [1]

- zanášení
- koroze
- abraze
- netěsnosti z důvodů špatných svarů/zaválcování
- trhliny v důsledku vibrací svazků trubek
- kavitační poškození

### 3.1.1 Zanášení

Spolehlivost provozu souvisí zejména se zanášením. Nevhodně navržené výměníky mohou být velmi náchylné na zanášení pevnými látkami na teplosměnných plochách. Nejčastěji dochází k usazování sazí případně vodního kamene. Vzhledem k tomu, že stěna výměníků se vyrábí s ohledem na provozní parametry co nejtenčí, tak veškeré usazeniny mohou podstatně zhoršovat přenos tepla přes teplosměnnou plochu. Dále mohou usazeniny zužovat průřez a tím dochází ke zvýšení rychlosti proudění média. Předcházet zanášení se dá vhodnou konstrukcí a vhodným použitím pracovních látek.

Nicméně jsou případy (zejména spalínové výměníky), kdy jsou média jasně zadána, tudíž je nutné se zanášením počítat. Problém nastává zejména u paliv s velkým obsahem popelovin. V těchto případech je nutné výměník navrhnout tak, aby bylo možné jej snadno mechanicky vyčistit. [1]

### 3.1.2 Abraze

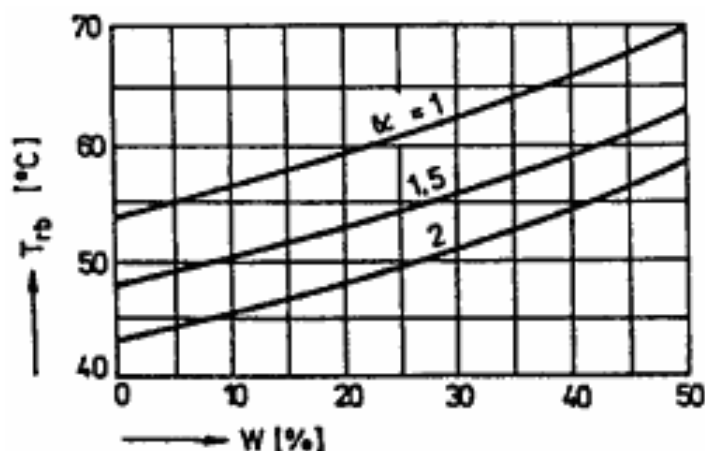
Spaliny, vzniklé hořením, mohou být dle druhu paliva, naplněny tuhými částicemi, které postupně obrušují povrch výměníku. Toto opotřebení se znatelně projevuje převážně u aplikací, kde spaliny dosahují vyšších rychlostí a obsahují velký podíl popelovin. Zamezit abrazi jde snížením rychlosti spalin. Eventuálně lze prodloužit odolnost vůči abrazi zesílením tloušťky stěn trubek případně umístěním přídatných ochranných plechů v místech předpokládaného nejvyššího abrazivního opotřebení. [1]

### 3.1.3 Koroze

Odstávka výměníku může také nastat z důvodů mezního stavu koroze. Ta je způsobena ve výměnících typu spaliny-voda převážně spalováním paliv, které obsahují  $\text{SO}_2$ , Cl a F (chlór a fluor obsahují zejména plasty). Pokud dojde k přílišnému ochlazení spalin na chladnějších plochách výměníků, příp. v průběhu komínové cesty (pod teplotu rosného bodu), tak z nich mohou kondenzovat kyseliny  $\text{H}_2\text{SO}_4$ , HCL a HF. Kondenzát poté způsobuje nízkoteplotní korozi.

Nízkoteplotní korozi lze zabránit použitím materiálu, který odolává korozi (nerez). Nicméně toto řešení je finančně náročné. Proto je často vhodnější zvolit jiné řešení. Kotel (výměník tepla) vybavit trojcestným ventilem, který nám umožní udržovat teplotu vody v kotli (výměníku tepla) v intervalu námi zvolených teplot. Při spalování dřevní hmoty teplota rosného bodu dosahuje, v závislosti na relativní vlhkosti paliva  $W$  a součiniteli přebytku vzduchu  $\alpha$ , dle obr. 14 maximálně 70 °C. Lze tedy za minimální topnou teplotu považovat 70 °C. Díky tomu nedojde

k poklesu teplot pod rosný bod spalin. S touto úpravou je možné zvolit pro konstrukční řešení levnější materiál. Pokud by bylo žádoucí ochlazovat spaliny pod teplotu rosného bodu, tak je nutné použít nerezový materiál. Výjimku tvoří již zmíněné rotační ohříváky vzduchu, kde lze rosný bod spalin mírně podkročit. [1], [3], [14]



Obr. 14 Teplota rosného bodu spalin při spalování dřevní hmoty [14]

### 3.2 Pracovní médium

Pracovní médium by mělo vyhovovat několika kritériím. Mezi ně patří dobrá tepelná kapacita, chemická stálost za provozních teplot, snadná dostupnost (cena), ekologičnost a odolnost vůči způsobování korozi a na provozní teplotě výměníku. Dále je vždy nutné zvolit kompromis tak, aby vybraná látka co nejlépe vyhovovala použitému účelu za přijatelnou cenu. Nejčastěji používané kombinace teplotonosných médií:

- Voda – voda
- Pára – voda
- Pára – vzduch
- Pára – olej
- Spaliny – voda
- Spaliny – pára
- Spaliny – vzduch

Typickým příkladem aplikace spaliny – voda jsou kotle na tuhá paliva, kdy spaliny procházející výměníkem ohřívají vodu pro vytápění. V energetice se setkáváme (např. u spalovacích turbín) s přenosem tepla z plynného skupenství na plynné skupenství, kdy dochází ve výměníku k přehřevu spalovacího vzduchu pomocí spalin. Na rozdíl od spalovacích turbín, v parních turbínách neproudí spaliny, ale vodní pára, přičemž princip zůstává stejný. [1]



## 4 Výpočtová část

Spalinový výměník je navržen k teplovodnímu kotli KWH. Bude sloužit k předeřevu části vody pro kotel, proto výstupní teplota vody z výměníku se musí rovnat vstupní teplotě vody do kotle. Řízení teplot a objemového průtoku vody výměníkem lze dosáhnout vhodnou regulací pomocí trojcestného ventilu a servopohonu (návrh regulace ani zapojení není předmětem této bakalářské práce).

Zplyňovací komora daného kotle má jmenovitý výkon 110 kW a účinnost se pohybuje okolo 77,4 %. Ztráty činí 23,6 %, přičemž komínové ztráty činí 12,4 %. Navržením přídavného spalinového výměníku lze využít zbytkový potenciál spalin, tím snížit komínové ztráty a zvýšit účinnost kotle.

Pro výpočet výměníku jsou využita naměřená data a část výpočtů z diplomové práce, která se zabývala výpočtovým modelem kotle. Veškerá níže uvedená data, pokud není uvedeno jinak, vychází z diplomové práce. [15]

V této kapitole bude probíhat návrh a výpočet výměníku tepla typu spaliny/voda. Pro návrh je zvolen trubkový, jednotahý, protiproudý výměník. Uvnitř trubkového prostoru budou proudit spaliny a v mezitrubkovém prostoru ohřívána voda. Délka provozní části výměníku je 0,95 m, průměr je 248 mm. Pro zvýšení rychlosti proudění vody (což vede ke zvýšení součinitele přestupu tepla) je v mezitrubkovém prostoru umístěno 10 segmentových přepážek.

Následující výpočty probíhají dle literatury [1], [3], [16]

### 4.1 Zadání výpočtů

Z diplomové práce [15] a s ní souvisejícího měření jsou známa tyto data.

- Hmotnostní tok paliva:  $\dot{M}_{pal} = 37,92 \frac{kg}{s}$
- Vstupní teplota spalin:  $t_{11} = 178,83 \text{ }^{\circ}C$
- Teplota v laboratoři:  $t_{vz} = 25 \text{ }^{\circ}C$
- Tlak:  $p_{vz} = 0,1 \text{ MPa}$
- Výstupní teplota vody  $t_{22} = 60^{\circ} C$
- Vstupní teplota vody  $t_{21} = 50^{\circ} C$
- Objemový tok vody  $\dot{V}_v = 0,75 \frac{m^3}{h}$
- Hustota spalin při NFP  $\rho_{sv} = 1,274 \text{ kg}/m_n^3$
- Součinitel přebytku vzduchu  $\alpha = 2,26$
- Součinitel vlhkosti vzduchu  $f = 1,023$

### Data stechiometrických výpočtů

Minimální objem suchého vzduchu  $O_{VS_{min}}^S = 2,94 \text{ m}_n^3/kg_{pal}$

Minimální objem vlhkého vzduchu  $O_{VV_{min}} = 3,01 \text{ m}_n^3/kg_{pal}$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin  $O_{H_2O}^S = 0,945 \text{ m}_n^3/kg_{pal}$

Objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu  $O_{SV} = 7,63 \text{ m}_n^3 \cdot kg^{-1}$

- **Minimální objemy suchých spalin**

Objem oxidu uhličitého  $O_{CO_2} = 0,59 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$

Objem oxidu siřičitého  $O_{SO_2} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$

Objem dusíku  $O_{N_2} = 2,297 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$

Objem argonu  $O_{Ar} = 0,027 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$

Pro určení dalších vlastností spalin, je třeba znát skutečná objemová složení jednotlivých složek spalin. Ty se přepočítají z objemů suchých spalin dle následujících rovnic.

**Skutečné objemy vlhkých spalin (uvažujeme součinitel přebytku vzduchu)**

$$V_{CO_2} = O_{CO_2} + (\alpha - 1) \cdot \frac{0,03}{100} \cdot O_{VS_{min}}^S [\text{m}_n^3/\text{kg}_{pal}] \quad (4.1)$$

$$V_{CO_2} = 0,59 + (2,26 - 1) \cdot \frac{0,03}{100} \cdot 2,94 = 0,59 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$$

$$V_{SO_2} = O_{SO_2} + (\alpha - 1) \cdot \frac{0}{100} \cdot O_{VS_{min}}^S [\text{m}_n^3/\text{kg}_{pal}] \quad (4.2)$$

$$V_{SO_2} = 5 \cdot 10^{-5} + (2,26 - 1) \cdot \frac{0}{100} \cdot 2,94 = 5 \cdot 10^{-5} \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$$

$$V_{N_2} = O_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot \frac{78,05}{100} \cdot O_{VS_{min}}^S [\text{m}_n^3/\text{kg}_{pal}] \quad (4.3)$$

$$V_{N_2} = 2,297 + (2,26 - 1) \cdot \frac{78,05}{100} \cdot 2,94 = 5,18 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$$

$$V_{Ar} = O_{Ar} + (\alpha - 1) \cdot \frac{0,92}{100} \cdot O_{VS_{min}}^S [\text{m}_n^3/\text{kg}_{pal}] \quad (4.4)$$

$$V_{Ar} = 0,027 + (2,26 - 1) \cdot \frac{0,92}{100} \cdot 2,94 = 0,061 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$$

$$V_{H_2O} = O_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot (f - 1) \cdot O_{VS_{min}}^S [\text{m}_n^3/\text{kg}_{pal}] \quad (4.5)$$

$$V_{H_2O} = 0,945 + (2,26 - 1) \cdot (1,023 - 1) \cdot 2,94 = 1,029 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$$

$$V_{O_2} = (\alpha - 1) \cdot \frac{21}{100} \cdot O_{VS_{min}}^S [\text{m}_n^3/\text{kg}_{pal}] \quad (4.6)$$

$$V_{O_2} = (2,26 - 1) \cdot \frac{21}{100} \cdot 2,94 = 0,775 \text{ m}_n^3/\text{kg}_{pal}$$

Následně je třeba spočítat a do tab. 1 doplnit objemové koncentrace jednotlivých složek spalin dle vzorce 4.7.

$$x_n = \frac{V_n}{O_{sv}} \cdot 100 \% [\%] \quad (4.7)$$

Tab. 1 Objemové složení a molární hmotnost jednotlivých složek spalin

	$V_n [\text{m}_n^3/\text{kg}]$	$x_n [\%]$
<b>CO<sub>2</sub></b>	0,59	7,75
<b>SO<sub>2</sub></b>	5E-5	6,3E-4
<b>N<sub>2</sub></b>	5,18	67,8
<b>Ar</b>	0,061	0,80
<b>H<sub>2</sub>O</b>	1,029	13,48
<b>O<sub>2</sub></b>	0,775	10,15

## 4.2 Tepelná bilance ve výměníku

Navrhování tepelného výměníku plyne ze základní skutečnosti. Teplo, které je dodáno do systému, musí ze systému opět vystoupit (ztráty se v případě výpočtů výměníků většinou neuvažují). Celý výpočet výměníků vychází ze dvou základních rovnic 4.8 a 4.9

Navrhovaný výkon  $\dot{Q}_b$  se určí na základě vstupní a výstupní entalpie vody a hmotnostního toku vody výměníkem. Skutečný výkon výměníku  $\dot{Q}_s$  se určí dle prostupu tepla.

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_{\text{pal}} \cdot (i_{11} - i_{12}) = \dot{M}_2 \cdot (i_{22} - i_{21}) \quad [\text{W}] \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_s = k_1 \cdot L_c \cdot \Delta t_{lm} \quad [\text{W}] \quad (4.9)$$

kde  $i_{11}$  je měrná entalpie spalin na vstupu do výměníku,  $i_{12}$  je měrná entalpie spalin na výstupu z výměníku,  $i_{22}$  je měrná entalpie vody na výstupu z výměníku a  $i_{21}$  je měrná entalpie na vstupu vody do výměníku. Entalpii vody lze určit na základě teploty vody z tabulek [17].

$$i_{22}(61^\circ\text{C}) = 251,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, i_{21}(51^\circ\text{C}) = 209,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{M}_2 = \dot{V}_v \cdot \rho_2 = \frac{0,75}{3600} \cdot 987,5 = 0,206 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.10)$$

$\dot{M}_2$  je hmotnostní tok vody výměníkem, objemový tok  $\dot{V}_v$  je třeba zadat v  $\text{m}^3/\text{s}$ , dále je třeba znát měrnou tepelnou kapacitu  $c_2$  a hustotu vody  $\rho_2$  na základě střední teploty  $t_2$

$$t_2 = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{51 + 61}{2} = 56^\circ\text{C} \quad (4.11)$$

Tab. 2 Vlastnosti vody při střední teplotě  $t_2$  [18]

$t_2 [^\circ\text{C}]$	$c_2 [\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}]$	$\rho_2 [\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$
<b>56</b>	<b>4182</b>	<b>987,52</b>

Dosazením do rovnice 4.8 získáme navrhovaný výkon výměníku

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_2 \cdot (i_{22} - i_{21}) = 0,206 \cdot (251,12 - 209,3) = 8,6 \text{ kW} \quad (4.12)$$

### Výstupní teplota spalín z výměníku

Pro další výpočet je nutné znát entalpii spalín. Vztah pro výpočet entalpie je odvozen přímo v diplomové práci [15]. Zároveň je tam odvozen vztah pro převod měrné entalpie na teplotu. Tyto vztahy jsou však platné pouze pro dané palivo o naměřené vlhkosti se stejným přebytkem vzduchu.

$$I_S^T = 1,06 \cdot 10^{-13} \cdot t^5 - 5,38 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 6,81 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 10,61 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 10,294 \cdot t + 1,77 \text{ [kJ/kg}_{pal}^{-1}] \quad (4.13)$$

$$t^{Is} = -5,42 \cdot 10^{-20} \cdot I_S^5 + 2,4 \cdot 10^{-15} \cdot I_S^4 - 1,454 \cdot 10^{-11} \cdot I_S^3 - 1,01 \cdot 10^{-6} \cdot I_S^2 + 0,097 I_S - 0,123 \text{ [}^\circ\text{C}] \quad (4.14)$$

Dosažením vstupní teploty spalín  $t_{11}$  do rovnice 4.13 získáme měrnou entalpii spalín

$$i_{11} = 1,06 \cdot 10^{-13} \cdot 178,8^5 - 5,38 \cdot 10^{-10} \cdot 178,8^4 + 6,81 \cdot 10^{-7} \cdot 178,8^3 + 10,61 \cdot 10^{-4} \cdot 178,8^2 + 10,294 \cdot 178,8 + 1,77 = 1871 \text{ kJ/kg}_{pal}$$

Nyní již lze upravením rovnice 4.8 určit měrnou entalpii výstupních spalín z výměníku.

$$i_{12} = i_{11} - \frac{\dot{Q}_b}{\dot{M}_{pal}} = 1871 - \frac{8,6}{0,0105} = 1049,7 \text{ kJ/kg}_{pal}$$

Po získání výstupní měrné entalpie spalín lze dosažením do vztahu 4.14 vypočítat výstupní teplotu spalín.

$$t(1049,7) = -5,42 \cdot 10^{-20} \cdot 1049,7^5 + 2,4 \cdot 10^{-15} \cdot 1049,7^4 - 1,454 \cdot 10^{-11} \cdot 1049,7^3 - 1,01 \cdot 10^{-6} \cdot 1049,7^2 + 0,097 \cdot 1049,7 - 0,123 = 100,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

## 4.3 Trubkový prostor

### a) pomocné výpočty

Nejprve je třeba určit střední teplotu spalín  $t_1$  a k této teplotě určit vlastnosti spalín, jako je hustota, objemový tok, dynamická viskozita, tepelná vodivost. Veškeré vlastnosti pro střední teplotu spalín budou následně označeny indexem 1.

$$t_1 = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{178,8 + 100,7}{2} = 139,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.15)$$

Hustota  $\rho_{sv}$  při NFP plyne z předcházejících výpočtů v DP [15], stačí ji pomocí vztahu 4.16 přepočítat na teplotu  $t_1$

$$\rho = \rho_{sv} \cdot \frac{273}{t + 273} \cdot \frac{p}{0,101325} = 1,274 \cdot \frac{273}{140 + 273} \cdot \frac{0,101325}{0,101325} = 0,842 \text{ kg/m}^3 \quad (4.16)$$

Objemový tok spalín při NFP se určí z objemu spalín vzniklého spálením 1 kg paliva vynásobením hmotnostním tokem paliva

$$\dot{V}_{SP} = \dot{M}_{pal} \cdot O_{SV} = 0,0105 \cdot 7,63 = 0,0799 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.17)$$

Objemový tok spalin  $\dot{V}_1$  při střední teplotě se přepočítá pomocí vztahu 4.18

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{273 + t}{273} \cdot \frac{p}{0,101325} = 0,0799 \cdot \frac{140 + 273}{273} \cdot \frac{0,101325}{0,101325} \quad (4.18)$$

$$= 0,1209 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tepelná kapacita se vypočítá ze součtu tepelných kapacit uvedených v tab. 3 vynásobených jejich objemovým poměrem.

$$c_1 = \sum x_n \cdot c_1 \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (4.19)$$

$$c_1 = 0,521 \cdot 0,0080 + 0,933 \cdot 0,0775 + 0,687 \cdot 0,0000063 + 1,92 \cdot 0,1348$$

$$+ 0,90 \cdot 0,102 + 1,05 \cdot 0,678 = 1,133 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

**Tab. 3 Měrná tepelná kapacita jednotlivých složek spalin při teplotě 140 °C**

	Ar	CO2	SO2	H2O	O2	N2
$c_n \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]}$	0,5207	0,9332	0,6868	1,920	0,9006	1,046

Hmotnostní tok spalin se spočítá z hustoty spalin a objemového toku spalin

$$\dot{M}_1 = \dot{V}_{sp} \cdot \rho_1 = 0,08177 \cdot 0,06 = 0,09612 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.20)$$

Dynamická viskozita se určí dle vztahu 4.21, kde hodnoty jednotlivých složek spalin jsou uvedeny v tabulce 6. [19]

$$\eta_1 = \sum x_n \cdot \eta_n = 2,75 \cdot 0,008 + 1,98 \cdot 0,0775 + 1,8 \cdot 0,0000063 \quad (4.21)$$

$$+ 1,82 \cdot 0,135 + 2,63 \cdot 0,102 + 2,25 \cdot 0,678$$

$$= 2,214 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Součinitel tepelné vodivosti se určí obdobně jako dynamická viskozita – dosazením hodnot z tab. 6 do rovnice 4.22. [19]

$$\lambda_1 = \sum x_n \cdot \lambda_n = 0,0080 \cdot 0,0223 + 0,0775 \cdot 0,0261 + 0,0000063 \quad (4.22)$$

$$\cdot 0,0159 + 0,135 \cdot 0,0286 + 0,102 \cdot 0,0355$$

$$+ 0,678 \cdot 0,0334 = 0,0323 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

**Tab. 4 Vlastnosti spalin při  $t=140$  °C**

	Ar	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
$\eta \cdot n \cdot 10^{-5} \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$	2,75	1,98	1,80	1,82	2,63	2,25
$\lambda \cdot n \text{ [W/m} \cdot \text{K]}$	0,0223	0,0261	0,0159	0,0286	0,0355	0,0334

### b) Výpočty trubkového prostoru

Počet trubek v trubkovnici je zvolen na základě výpočtu, kde je předběžně navržena rychlost proudění spalin  $w_n = 7,8 \text{ m/s}$  tak, aby vyšlo maximální zaplnění trubkovnice dle [2]

$$n_t = \frac{4 \cdot \dot{M}_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_n \cdot \rho_1} = \frac{4 \cdot 0,961}{\pi \cdot 0,018^2 \cdot 7,8 \cdot 0,842} = 60,91 \quad (4.23)$$

Pro maximální zaplnění je zvolen počet trubek  $n_t = 61$

Skutečná rychlost spalin

$$w_1 = \frac{\dot{V}_{sp}}{S_{sv}} = \frac{0,0961}{0,0155} = 7,79 \text{ m/s} \quad (4.24)$$

$S_{sv}$  je průtočný průřez v TP

$$S_{sv} = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \cdot n_t = \pi \cdot \frac{0,018^2}{4} \cdot 61 = 0,0155 \text{ m}^2 \quad (4.25)$$

### Výpočet součinitele přestupu tepla v TP $\alpha_1$

- Kinematická viskozita

$$\nu_1 = \frac{\eta_1}{\rho_1} = \frac{2,214 \cdot 10^{-5}}{0,842} = 2,627 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (4.26)$$

- Reynoldsovo číslo

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{7,79 \cdot 0,018}{2,62 \cdot 10^{-5}} = 5337 \quad (4.27)$$

- Pécletovo číslo

$$Pe_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{a_1} = \frac{7,79 \cdot 0,018}{3,38 \cdot 10^{-5}} = 4151 \quad (4.28)$$

kde  $a_1$  je součinitel teplotní vodivosti

$$a_1 = \frac{\lambda_1}{c_1 \cdot \rho_1} = \frac{0,0323}{1133 \cdot 0,842} = 3,38 \cdot 10^{-5} \quad (4.29)$$

- Prandltovo číslo

$$Pr_1 = \frac{Pe_1}{Re_1} = \frac{4151}{5337} = 0,778 \quad (4.30)$$

- Nusseltovo číslo

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n = 0,023 \cdot 5337^{0,8} \cdot 0,778^{0,4} = 19,95 \quad (4.31)$$

kde  $C$ ,  $m$ ,  $n$  jsou konstanty pro turbulentní průtok kanálem

**Tab. 5 konstanty pro turbulentní proudění kanálem [3]**

<b>C</b>	<b>m</b>	<b>n</b>
0,023	0,8	0,4

Nyní již lze z definice Nusseltova čísla určit součinitel přestupu tepla  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = Nu \cdot \frac{\lambda_1}{d_1} = 19,95 \cdot \frac{0,0323}{0,018} = 35,8 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4.32)$$

## 4.4 Návrh mezitrubkového prostoru

Pro další výpočty je nutné navrhnout rozměry a uspořádání v mezitrubkovém prostoru. Trubky budou uspořádány vystřídane pod úhlem  $30^\circ$ . Pro prodloužení dráhy obtékání a zvýšení rychlosti proudění bude do MP vloženo několik segmentových přepážek, které zajistí vyšší přenos tepla. Základní parametry v MP jsou zaznačeny na obr. 15. Doporučené hodnoty těchto parametrů byly voleny dle [16], případně určeny z nákresu.

$D_1 = 242 \text{ mm}$  – vnitřní průměr pláště výměníku

$D's = 208 \text{ mm}$

$Ds = 228 \text{ mm}$

$n_{tv} = 11$  – počet trubek ve výřezu přepážky

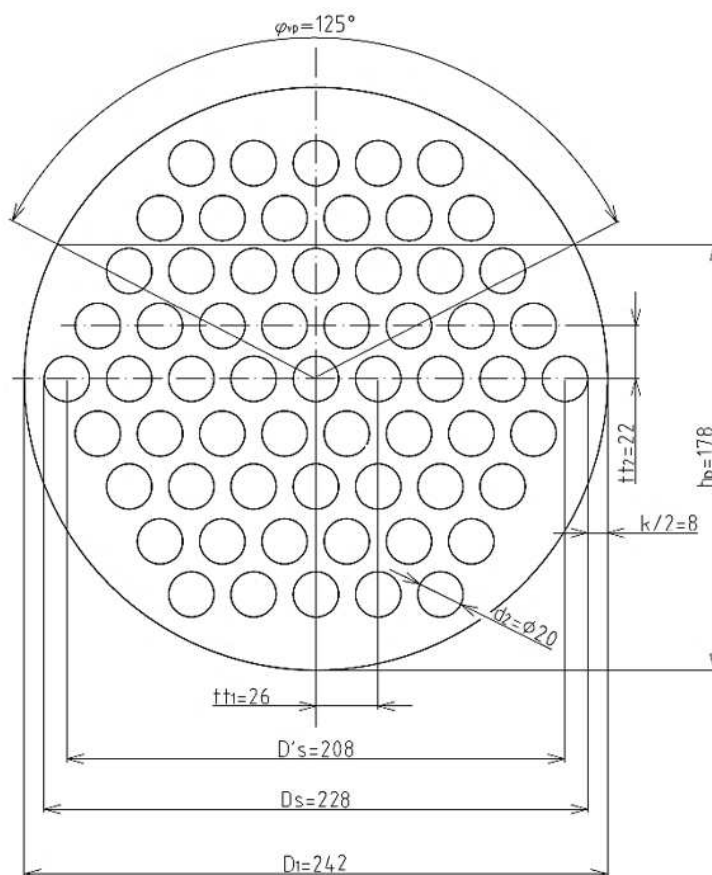
$k = 14 \text{ mm}$  – mezera mezi svazkem trubek a pláštěm

$t_{t1} = 26 \text{ mm}$  – rozteč trubek ve vodorovném směru

$t_{t2} = 22 \text{ mm}$  – rozteč trubek ve svislém směru

$h_p = 178 \text{ mm}$  – výška segmentové přepážky

$\varphi_{vp} = 125^\circ$  – úhel výřezu segmentové přepážky



Obr. 15 Rozměry mezitrubkového prostoru

### Segmentové přepážky – návrh [16]

Průřez  $S_{vp}$  značí průtoční průřez v segmentové přepážce snížený o průřez trubek, jimiž proudí spaliny.

$$S_{vp} = \frac{D_1^2}{8} \left( \frac{\varphi_{vp} \cdot \pi}{180} - \sin(\varphi_{vp}) \right) - \left( \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n_{tv} \right) [m^2] \quad (4.33)$$

$$S_{vp} = \frac{0,242^2}{8} \left( \frac{125 \cdot \pi}{180} - \sin(120^\circ) \right) - \left( \frac{\pi \cdot 0,020^2}{4} \cdot 11 \right) = 0,00652 \text{ m}^2$$

Průřez mezi jednotlivými přepážkami ve výměníku se určí dle vztahu

$$S_m = t_p \cdot \left( k + \frac{D_s'}{t_{t1}} \cdot (t_{t1} \cdot d_2) \right) [m^2] \quad (4.34)$$

Pro zachování konstantního průřezu mezi výřezem přepážky a průřezem mezi jednotlivými přepážkami musí platit  $S_m = S_{vp}$ . Porovnáním těchto dvou vztahů zjistíme hledanou rozteč mezi přepážkami  $t_p$ .

$$t_p = \frac{S_{vp}}{k + \frac{D_s'}{t_{t1}} \cdot (t_{t1} - d_2)} = \frac{0,00652}{0,014 + \frac{0,208}{0,026} \cdot (0,0262 - 0,020)} = 0,105 \text{ m} \quad (4.35)$$

z konstrukčních důvodů volím rozteč přepážek  $t_p = 0,1 \text{ m}$

## 4.5 Výpočet součinitele přestupu tepla v MP

Pro výpočet součinitele přestupu tepla, je třeba znát Nusseltovo číslo. To je pro segmentový přepážkový systém konkretizováno výrazem. Poté lze spočítat součinitel přestupu tepla

$$Nu_2 = [0,3 + \sqrt{(Nu_{2lam}^2 + Nu_{2turb}^2)}] \cdot \gamma_2 \cdot \gamma_3 \cdot \gamma_4 \cdot \gamma_5 \cdot \gamma_6 \cdot \gamma_7 \cdot \gamma_8 \quad (4.36)$$

$$Nu_{2lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} \quad (4.37)$$

$$Nu_{2turb} = \frac{0,031 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot (Pr_2^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4.38)$$

Pro následující výpočty je třeba znát vlastnosti vody při jejich střední teplotě  $t_2$  viz tabulka 6

**Tab. 6 Vlastnosti vody pro střední teplotu  $t_2$  [18]**

	$c_2$	$\rho_2$	$\lambda_2$	$\eta_2$
<b>H<sub>2</sub>O</b>	4183	985,71	0,649	0,0005041

- kinematická viskozita

$$\nu_2 = \frac{\eta_2}{\rho_2} = \frac{0,0005041}{985,71} = 5,11 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad (4.39)$$

- Reynoldsovo číslo

$$Re_2 = \frac{u_2 \cdot l_2}{\nu_2} = \frac{0,0227 \cdot 0,0314}{5,11 \cdot 10^{-7}} = 1392 \quad (4.40)$$



kde  $l_2$  je charakteristický rozměr

$$l_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{2} = \frac{\pi \cdot 0,02}{2} = 0,0314 \text{ m} \quad (4.41)$$

a  $u_2$  je rychlost proudění v mezitrubkovém prostoru

$$u_2 = \frac{\dot{V}_v}{S_{2N} \cdot \psi} = \frac{0,75}{0,0232 \cdot 0,396} = 0,0227 \text{ m/s} \quad (4.42)$$

$S_{2N}$  je velikost nezaplňného průřezu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_1 = (0,1 - 0,004) \cdot 0,242 = 0,0232 \text{ m}^2 \quad (4.43)$$

tloušťka přepážky  $s_p$ , zvolena  $s_p = 4 \text{ mm}$

Mezerovitost trubkového svazku  $\psi$  se určí dle vztahu 4.44. Tento vztah je platný jestliže  $x_7 > 1$  ve vztahu 4.46. Uvedený vztah platí, takže lze následující rovnici použít

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,3} = 0,396 \quad (4.44)$$

pro  $x_6$  a  $x_7$  platí

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{d_2} = \frac{0,026}{0,020} = 1,3 \quad (4.45)$$

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{d_2} = \frac{0,022}{0,020} = 1,126 \quad (4.46)$$

- Prandltovo číslo

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \eta_2}{\lambda_2} = \frac{4183 \cdot 0,0005041}{0,649} = 3,25 \quad (4.47)$$

Pak již lze určit hodnoty Nusseltova čísla

$$Nu_{2lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} = 0,664 \cdot \sqrt{1392} \cdot \sqrt[3]{3,25} = 36,7 \quad (4.48)$$

$$Nu_{2turb} = \frac{0,031 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot \left(Pr_2^{\frac{2}{3}} - 1\right)} =$$

$$= \frac{0,031 \cdot 1392^{0,8} \cdot 3,25}{1 + 2,443 \cdot 1392^{-0,1} \cdot \left(3,25^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 16,3 \quad (4.49)$$

**Dále je třeba určit korekční faktory  $y_2 \dots y_8$** 

korekční faktor  $y_2$  zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě.

$$y_2 = \left( \frac{Pr_2}{Pr_{2S}} \right)^a = \left( \frac{3,25}{2,98} \right)^{0,25} = 1,02 \quad (4.50)$$

pro kapaliny a směr tepelného toku z MP je konstanta  $a = 0,25$

$Pr_{2S}$  je Prandltovo číslo pro vlastnosti vody o teplotě na stěně trubky. Za teplotu  $t_{2S}$  je následně dle výpočtu z rce 4.64 voleno 60 °C.

**Tab. 7 Vlastnosti vody pro teplotu  $T_{2S}$  [18]**

60 °C	$c_{2S} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	$\lambda_{2S} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	$\eta_{2S} [Pa \cdot s]$
H <sub>2</sub> O	4183	0,643	0,000547

$$Pr_{2S} = \frac{c_{2S} \cdot \eta_{2S}}{\lambda_{2S}} = \frac{4183 \cdot 0,000547}{0,643} = 2,98 \quad (4.51)$$

$y_3$  zohledňuje převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek, pro úhel uspořádání trubek 30° je roven

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot x_7} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,13} = 1,59 \quad (4.52)$$

$y_4$  zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu v proudě pracovní látky při laminárním proudění pro  $Re > 100$  je

$$y_4 = 1 \quad (4.53)$$

$y_5$  zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32} = 1 - 0,18033 + 0,524 \cdot 0,18033^{0,32} = 1,12255 \quad (4.54)$$

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_t} = \frac{11}{61} = 0,18033 \quad (4.55)$$

$y_6$  zohledňuje vliv zkratových proudů

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left( 1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) \exp \left( -1,5 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_m} \right) = \quad (4.56)$$

$$= 0,4 \cdot \frac{0,00366}{0,00366 + 0,00123} + \left( 1 - 0,4 \cdot \frac{0,00366}{0,00366 + 0,00123} \right) \exp \left( -1,5 \cdot \frac{0,00366 + 0,00123}{0,0062} \right) = 0,605$$

$S_{tp}$  je průtočný průřez v přepážce a  $S_{ps}$  je průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm, úhel  $\varphi_{vp}$  určen z nákresu

$$S_{tp} = \left( n_t - \frac{n_{tv}}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} = \quad (4.57)$$

$$= \left( 61 - \frac{11}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (0,022^2 - 0,020^2)}{4} = 0,00366 \text{ m}^2$$

$d_{2p}$  je průměr v přepážce pro usazení trubky, volím  $d_{2p} = 22\text{mm}$

$$\begin{aligned} S_{ps} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_p^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,242^2 - 0,237^2) \cdot \frac{360 - 125}{360} = 0,00123 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.58)$$

$y_7$  zohledňuje vliv obtokových proudů

$$y_7 = \exp(-c_1 \cdot \frac{S_{ss}}{S_m}) = \exp(-1,35 \cdot \frac{0,000768}{0,0062}) = 0,846 \quad (4.59)$$

$c_1 = 1,35$  pro  $Re > 100$

$$\begin{aligned} S_{ss} &= (D_1 - D_s - (t_{t1} - d_2)) \cdot (t_p - s_p) = \\ &= (0,242 - 0,228 - (0,026 - 0,02)) \cdot (0,1 - 0,004) = 0,000768 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.60)$$

$y_8$  zohledňuje vliv neopřepážkovaných prostorů

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot \left(\frac{l_{tn}}{2t_p}\right)^{1-a}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p}} = \frac{(10 - 1) + 2 \cdot \left(\frac{0,025}{2 \cdot 0,1}\right)^{1-0,6}}{(10 - 1) + \frac{0,025}{0,01}} = 1,067 \quad (4.61)$$

kde  $a = 0,6$  pro  $Re_2 > 100$

$$\begin{aligned} Nu_2 &= [0,3 + \sqrt{(Nu_{2lam}^2 + Nu_{2turb}^2)}] \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 = \\ &= [0,3 + \sqrt{(36,7^2 + 16,3^2)}] \cdot 1,02 \cdot 1,59 \cdot 1 \cdot 1,123 \cdot 0,605 \cdot 0,846 \cdot 1,067 \\ &= 40,36 \end{aligned} \quad (4.62)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně vody je

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{l_2} = 40,36 \cdot \frac{0,649}{0,031} = 833 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (4.63)$$

Ze součinitele přestupu tepla již lze spočítat střední teplotu na stěně trubky uvažovanou při výpočtu 4.51. Vypočtená teplota se liší od uvažované o 1 °C, nicméně tento rozdíl ve vlastnostech vody je zanedbatelný.

$$t_{2s} = t_2 + \frac{\dot{Q}_b}{S_{2tp} \cdot \alpha_2} = 56 + \frac{8603}{3,64 \cdot 833} = 59 \text{ °C} \quad (4.64)$$

$S_{2tp}$  je teplosměnná plocha výměníku

$$S_{2tp} = \pi \cdot d_2 \cdot l_t \cdot n_t = \pi \cdot 0,02 \cdot 0,95 \cdot 61 = 3,64 \text{ m}^2 \quad (4.65)$$

## 4.6 Tepelný výkon výměníku

Nyní již lze spočítat skutečný výkon výměníku dosazením do vztahu 4.9

$$\begin{aligned} \dot{Q}_s &= k_l \cdot L_c \cdot \Delta t_{ln} = k_l \cdot n_t \cdot l_t \cdot \Delta t_{ln} = 1,948 \cdot 0,95 \cdot 61 \cdot 78,8 \\ &= 8892 \text{ W} \end{aligned}$$

$L_c$  je celková délka trubek

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} =$$

$$= \frac{\pi}{\frac{1}{35,8 \cdot 0,018} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln\left(\frac{0,020}{0,018}\right) + \frac{1}{833 \cdot 0,020}} = 1,948$$

$\Delta t_{ln}$  je logaritmický rozdíl teplot, pro protiproudý výměník se určí dle vztahu

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(171 - 61) - (99 - 51)}{\ln\left(\frac{99 - 51}{171 - 61}\right)} = 78,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.66)$$

## 4.7 Tlakové ztráty

Výpočet tlakových ztrát probíhá dle [16].

### 4.7.1 Tlakové ztráty v TP

Tlakové ztráty jsou dvojího druhu – tlakové ztráty třením  $\Delta p_{t1}$  a tlakové ztráty místní  $\Delta p_{m1}$

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{m1} + \Delta p_{t1} \text{ [Pa]} \quad (4.67)$$

Pro jejich výpočet potřebujeme znát následující parametry

#### a) Tlakové ztráty místní

počet tahů výměníků  $n_{CH} = 1$

$\xi_{11}$  – ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup spalín z trubkového svazku  $\xi_{11}=0,7$

$\xi_{12}$  – ztrátový součinitel místního odporu pro ohyb proudu v komoře  $\xi_{12}=0,4$

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{CH1} + \xi_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} =$$

$$= [0,7 \cdot 1 + 0,4(1 - 1)] \cdot \frac{0,8421 \cdot 7,79^2}{2} = 17,6 \text{ Pa} \quad (4.68)$$

#### b) Tlakové ztráty třením

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 =$$

$$= 0,162 \cdot \frac{0,8421 \cdot 7,79^2}{2} \cdot 1 \cdot 52,78 \cdot 0,73 = 156 \text{ Pa} \quad (4.69)$$

Kde ztrátový součinitel  $\lambda_{11}$  je roven

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[ \left( \frac{8}{Re_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^2} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (4.70)$$

$$= 8 \cdot \left[ \left( \frac{8}{5337} \right)^{12} + \frac{1}{(8 \cdot 10^6 + 35,8 \cdot 10^{12})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,162$$

Přičemž  $x_9$  a  $x_{10}$  jsou substituční faktory, které se určí

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[ \frac{1}{\left( \frac{7}{Re_1} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} = \quad (4.71)$$

$$= \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[ \frac{1}{\left( \frac{7}{5337} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 11,1} \right] \right\}^{16} = 8 \cdot 10^6$$

$$x_{10} = \left( \frac{37530}{Re_1} \right)^{16} = \left( \frac{37530}{5337} \right)^{16} = 35,8 \cdot 10^{12} \quad (4.72)$$

kde  $k_{r1}$  je relativní drsnost stěny trubky

$$k_{r1} = \frac{k}{d_1} = \frac{0,2}{0,018} = 11,11 \quad (4.73)$$

$k$  je střední absolutní drsnost trubky, pro ocel je  $k = 0,2$  [18]

součinitel  $z_1$  je určí dle

$$z_1 = \frac{l_1}{d_1} = \frac{0,95}{0,018} = 52,78 \quad (4.74)$$

$$z_2 = \left( \frac{t_{1s}}{t_1} \right)^a = \left( \frac{105}{178} \right)^{0,6} = 0,7355 \quad (4.75)$$

kde  $t_{1s}$  je střední teplota na stěně trubky v TP

$$t_{1s} = t_{11} - \frac{\dot{Q}_b}{S_{1tp} \cdot \alpha_1} = 178 - \frac{8603}{3,58 \cdot 35,8} = 105 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.76)$$

**Celkové tlakové ztráty v trubkovém prostoru**

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} = 156,7 + 17,6 = 174,3 \text{ Pa} \quad (4.77)$$

#### 4.7.2 Tlakové ztráty v MP

U segmentových výměníků s jedním chodem se tlakové ztráty v MP skládají z tlakových ztrát třením při příčném obtékání v opřepážkovaném prostoru, tlakových ztrát při příčném obtékání v neopřepážkovaném prostoru a tlakových ztrát třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru výřezu přepážek Tlaková ztráta je počítána podle [16].

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t0} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} \quad (4.78)$$

**a) Tlakové ztráty třením při příčném obtékání v opřepážkovaném prostoru**

$$\begin{aligned} \Delta p_{t0} &= 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot u_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 = \\ &= 2 \cdot 0,166 \cdot 7 \cdot (10 - 1) \cdot 985,71 \cdot 0,0227^2 \cdot 1,0115 \cdot 0,942 \\ &\quad \cdot 0,294 = 6,5 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (4.79)$$

$n_{rp}$  je počet řad mezi seříznutím přepážek, určeno dle obr.15  $\lambda_{22}$  je ztrátový součinitel trubek a  $z_2, z_3$  a  $z_4$  jsou korekční faktory

$$\lambda_{22} = c_1 \cdot \left( \frac{1,33}{\frac{t_{t1}}{d_2}} \right)^a \cdot Re_2^{a_1} = 0,486 \cdot \left( \frac{1,33}{\frac{26}{20}} \right)^{1,0115} \cdot 1392^{-0,152} \quad (4.80)$$

$$= 0,166$$

a konstanty pro 30° úhel uspořádání mají hodnoty

$$c_1 = 0,486, a_1 = -0,152, c_2 = 7, a_2 = 0,5$$

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{a_2}} = \frac{7}{1 + 0,014 \cdot 1392^{0,5}} = 1,125 \quad (4.81)$$

Korekční faktor  $z_2$  zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě a  $z_3$  zohledňuje vliv obtokových proudů,  $z_3 = y_7$  ze vztahu 4.60,  $z_4$  zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm výměníku

$$z_2 = \left( \frac{\eta_{2S}}{\eta_2} \right)^{0,14} = \left( \frac{0,000547}{0,000504} \right)^{0,14} = 1,0115 \quad (4.82)$$

$$z_3 = \exp\left(-c_1 \cdot \frac{S_{ss}}{S_m}\right) = \exp\left(-0,486 \cdot \frac{0,000768}{0,0062}\right) = 0,9420 \quad (4.83)$$

$$\begin{aligned} z_4 &= \exp\left[-1,33 \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_m}\right) x_{13}\right] = \\ &= \exp\left[-1,33 \left(1 + \frac{0,00123}{0,00123 + 0,0018}\right) \cdot \left(\frac{0,00123 + 0,0018}{0,0062}\right) 0,59\right] = 0,294 \end{aligned} \quad (4.84)$$

$$\begin{aligned} x_{13} &= \left[-0,15 \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) + 0,8\right] = \\ &= \left[-0,15 \left(1 + \frac{0,00123}{0,00123 + 0,0018}\right) + 0,8\right] = 0,59 \end{aligned} \quad (4.85)$$

**b) Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru**

$$\begin{aligned}\Delta p_{tn} &= 2\lambda_{22}(n_{rp} + n_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot u_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 = \\ &= 2 \cdot 0,166 \cdot (7 + 1,7) \cdot 985,71 \cdot 0,023^2 \cdot 1,0115 \cdot 0,942 \cdot 84,45 \\ &= 29,1 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (4.86)$$

$n_{rv}$  je počet řad trubek ve výřezu nad segmentovou přepážkou

$$\begin{aligned}n_{rv} &= \frac{0,8}{t_{t2}} \left( \frac{D_1 + D'_s}{2} - h_p \right) = \\ &= \frac{0,8}{0,026} \left( \frac{0,242 + 0,208}{2} - 0,178 \right) = 1,7\end{aligned}\quad (4.87)$$

korekční faktor  $z_5$  zohledňuje vliv neopřepážkovaného prostoru výměníku pod hrdly

$$z_5 = 2 \left( \frac{2t_p}{l_{tn}} \right)^{2-a} = 2 \cdot \left( \frac{2 \cdot 0,1}{0,05} \right)^{2-0,2} = 84,45 \quad (4.88)$$

kde  $a = 0,2$ ,  $l_{tn}$  je neopřepážkovaná délka trubek

**c) Tlakové ztráty při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad segmentovými přepážkami**

$$\begin{aligned}\Delta p_{tv} &= n_p \left[ (2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot u_{2v}^2}{2} \right] \cdot z_4 = \\ &= 10 \left[ (2 + 0,6 \cdot 1,7) \cdot \frac{985,71 \cdot 0,033^2}{2} \right] \cdot 0,294 = 4,67 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (4.89)$$

$u_{2v}$  je rychlost proudění vztažená ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů  $S_m$  a  $S_{vZ}$

$$u_{2v} = \frac{\dot{V}_v}{\sqrt{S_m \cdot S_{vZ}}} = \frac{0,75}{3600 \cdot \sqrt{0,0062 \cdot 0,00652}} = 0,033 \quad (4.90)$$

$$\begin{aligned}S_{vZ} &= \frac{D_1^2}{8} \cdot \left( \frac{\varphi_{vp} \cdot \pi}{180} - \sin(\varphi_{vp}) \right) - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \\ &= \frac{0,242^2}{8} \cdot \left( \frac{125 \cdot \pi}{180} - \sin(125) \right) - 11 \cdot \frac{\pi \cdot 0,020^2}{4} = 0,0065\end{aligned}\quad (4.91)$$

**d) Celkové tlakové ztráty v MP**

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t0} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} = 6,5 + 257,6 + 4,7 = 269 \text{ Pa} \quad (4.92)$$

## 5 Závěr

Bakalářská práce se zabývala návrhem teplovodního spalínového výměníku pro předeřhřev vody pro kotel. Při návrhu bylo nutné volit určitý kompromis vzhledem k výkonu, rozměrům a dalším parametrům. Skutečný výkon výměníku 8892 W vychází nepatrně větší než navrhovaný výkon 8600 W, a to o cca 3 %. Nicméně ve výpočtu nebylo zohledněno zanášení výměníku popelovinami, které přestup tepla, a tedy i výkon výměníku při provozu sníží. Mírné předimenzování, literatura [16] uvádí do 5 %, tedy nevadí.

Při výpočtu se nepodařilo nastavit rychlost proudění média v MP (vody) tak, aby rychlost proudění odpovídala návrhové hodnotě 2 m/s [16]. Po několika návrhových výpočtech v programu Excel byla zvolena rychlost proudění 0,023 m/s. Nízká rychlost proudění je pravděpodobně způsobena velkým objemovým tokem spalin, z kterého bylo odebíráno pouze zbytkové teplo. Na tento tok spalin bylo nutné zvolit vhodné průměry a počet trubek, tudíž vznikl mezitrubkový prostor s velkým objemem, v němž je malý objemový tok vody.

Shrnutí hlavních parametrů navrženého výměníku je uvedeno níže v tab. 8. V příloze je uvedena výkresová dokumentace výměníku.

**Tab. 8 Základní parametry navrženého výměníku**

<b>Navrhovaný výkon výměníku</b>	$\dot{Q}_b = 8600 \text{ W}$
<b>Skutečný výkon výměníku</b>	$\dot{Q}_s = 8892 \text{ W}$
<b>Objemový tok vody</b>	$\dot{V}_v = 0,75 \text{ m}^3/\text{hod}$
<b>Objemový tok spalin</b>	$\dot{V}_s = 0,080 \text{ m}^3/\text{s}$
<b>Teplota vody na vstupu</b>	$t_{22} = 51 \text{ }^\circ\text{C}$
<b>Teplota vody na výstupu</b>	$t_{21} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$
<b>Teplota spalin na vstupu</b>	$t_{11} = 178,83^\circ\text{C}$
<b>Teplota spalin na výstupu</b>	$t_{12} = 100,7^\circ\text{C}$
<b>Délka výměníku</b>	$l_t = 0,95 \text{ m}$
<b>Průměr svazku trubek</b>	$D_s = 0,228 \text{ m}$
<b>Vnitřní průměr pláště výměníku</b>	$D_1 = 0,242 \text{ m}$
<b>Počet trubek</b>	$n_t = 61$
<b>Vnější průměr trubky</b>	$d_2 = 20 \text{ mm}$
<b>Vnitřní průměr</b>	$d_1 = 18 \text{ mm}$
<b>Rychlost spalin</b>	$w_1 = 7,9 \text{ m/s}$
<b>Rychlost vody</b>	$w_2 = 0,023 \text{ m/s}$
<b>Výška segmentové přepážky</b>	$h_p = 178 \text{ mm}$
<b>Rozteč přepážek</b>	$t_p = 100 \text{ mm}$
<b>Počet přepážek</b>	$n_p = 10$
<b>Součinitel přestupu tepla v TP</b>	$\alpha_1 = 35,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
<b>Součinitel přestupu tepla v MP</b>	$\alpha_2 = 833 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
<b>Tlaková ztráta v TP</b>	$\Delta p_{z1} = 125 \text{ Pa}$
<b>Tlaková ztráty v MP</b>	$\Delta p_{z2} = 269 \text{ Pa}$



## Seznam použité literatury

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 9788021447707.
- [2] OCHRANA, Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 8021428473.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 8001020355.
- [4] Sbírka příkladů: Základy přenosu tepla. *Termomechanika* [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/sbirka/Spt17.htm>
- [5] Výměník tepla – patent. *Paul - Rekuperace pro snížení nákladů* [online]. [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://www.haidy-paul.cz/index.php/princip-vymeniku-tepla/>
- [6] Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (II). *TZB-info* [online]. 2006 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3688-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-ii>
- [7] What is Direct Contact Heat Exchanger. *Mechanical Booster* [online]. 2013 [cit. 2017-02-03]. Dostupné z: <http://www.mechanicalbooster.com/2013/10/what-is-direct-contact-heat-exchanger.html>
- [8] Tepelné výměníky | pbstre.cz. *PBS INDUSTRY, a.s.* [online]. ©2015. [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://www.pbstre.cz/kotle-a-prislusenstvi/tepelne-vymeniky/>
- [9] Zkušenosti se stavbou a provozem rekuperace. *ČVUT* [online]. 2014 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://mech.fsv.cvut.cz/~smilauer/index.php?id=rekuperace>
- [10] Využití tepla z šedých vod k ohřevu TUV : ASIO, spol. s r.o.. *Čistírný odpadních vod (ČOV), úprava vody a čištění vzduchu | ASIO.cz* [online]. © 2011 [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://www.asio.cz/cz/630.vyuziti-tepla-z-sedych-vod-k-ohrevu-tuv>
- [11] TSPS Engineering Manual. *weh.maritime.edu* [online]. ©1995 Massachusetts Maritime Academy [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <http://weh.maritime.edu/campus/tsps/manual/FWReg.html>
- [12] Výměníky tepla : Regulus. *Regulus : Tepelná čerpadla, solární panely a systémy* [online]. ©2015 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/vymeniky-tepla>
- [13] Pájené výměníky tepla. *BCB Plzeň - Tepelná technika* [online]. 2013 [cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>
- [14] Vytápění domů při dnešním vývoji cen energií z fosilních paliv a biomasy jako obnovitelného zdroje energie (II). *TZB-info* [online]. 2007 [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/4102-vytapeni-domu-pri-dnesnim-vyvoji-cen-energie-z-fosilnich-paliv-a-biomasy-jako-obnovitelneho-zdroje-energie-ii>
- [15] KOIŠ, J. *Výpočtový model kotle KWH*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.
- [16] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 8021403632.
- [17] Vlastnosti vody. *Jaroslav Džmura* [online]. [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: <http://people.tuke.sk/jaroslav.dzmura/files/tabulky.pdf>
- [18] ÚChI - e-Tabulky. *ÚChI - Home* [online]. ©2012 [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://uchi.vscht.cz/index.php/cs/studium/navody-a-pomucky/e-tabulky>
- [19] Spaliny. *Spalovací procesy* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://spalovaci-procesy.wz.cz/Spaliny.html>

## Seznam symbolů a zkratek

Zkratka	Význam	Jednotka
$a_1$	součinitel teplotní vodivosti	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
$c_1$	měrná tepelná kapacita spalín	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$c_2$	měrná tepelná kapacita vody	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$c_n$	měrná tepelná kapacita n-té složky spalín	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$D'_s$	rozteč krajních trubek	m
$d_1$	vnitřní průměr trubky	m
$D_1$	vnitřní průměr výměníku	m
$d_2$	vnější průměr trubky	m
$d_{2p}$	průměr v přepážce pro usazení trubky	m
$D_s$	průměr svazku trubek	m
$f$	součinitel vlhkosti vzduchu	-
$h_p$	výška segmentové přepážky	m
$i_{11}$	měrná entalpie vstupních spalín	$\text{J} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$
$i_{12}$	měrná entalpie výstupních spalín	$\text{J} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$
$i_{21}$	měrná entalpie vody na vstupu	$\text{J} \cdot \text{kg}$
$i_{22}$	měrná entalpie vody na výstupu	$\text{J} \cdot \text{kg}$
$I_S^T$	měrná entalpie spalín při dané teplotě	$\text{J} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$
$k$	mezera mezi svazkem trubek a pláštěm výměníku	m
$k_{r1}$	relativní drsnost stěny trubky	-
$l_2$	charakteristický rozměr	m
$L_c$	celková délka trubek ve výměníku	m
$\dot{M}_1$	hmotnostní tok	kg/s
$\dot{M}_2$	hmotnostní tok vody	kg/s
$MP$	mezitrubkový prostor	-
$\dot{M}_{\text{pal}}$	hmotnostní tok paliva	kg/s
$NFP$	normální fyzikální podmínky	-
$n_{CH}$	počet chodů výměníku	-
$n_{rp}$	počet řad mezi seříznutím přepážek	-
$n_{rv}$	počet řad trubek ve výřezu nad segmentovou přepážkou	-
$n_t$	počet trubek	-
$n_{tv}$	počet trubek ve výřezu přepážky	-
$n_{tv}$	počet trubek ve výřezu přepážky	-
$Nu$	Nusseltovo číslo	-
$O_{H_2O}^S$	objem vodní páry v minimální objemu vlhkých spalín	$\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$
$O_n$	minimální objem n-té složky suchých spalín	$\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$
$O_{SV}$	skutečný objem spalín z 1 kg paliva	$\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$
$O_{SV}^{S_{\text{min}}}$	Minimální objem suchého vzduchu	$\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$
$O_{VV}^{\text{min}}$	Minimální objem vlhkého vzduchu z	$\text{m}_n^3/\text{kg}_{\text{pal}}$
$Pe$	Pécletovo číslo	-
$Pr$	Prandltovo číslo	-
$p_{vz}$	atmosferický tlak	Pa
$\dot{Q}_b$	navrhovaný výkon výměníku	W
$\dot{Q}_s$	skutečný výkon výměníku	W
$Re$	Reynoldsovo číslo	-
$S_{2N}$	nezaplňený průřez mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku	$\text{m}^2$
$S_m$	průřez mezi přepážkami ve výměníku	$\text{m}^2$
$S_p$	tloušťka segmentové přepážky	m
$S_{ps}$	průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm	$\text{m}^2$

$S_{ss}$	průřez mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku	$m^2$
$S_{sv}$	průtočný průřez v TP	$m^2$
$S_{tp}$	průtočný průřez v přepážce	$m^2$
$S_{vp}$	průtočný průřez ve výřezu segmentu snížený o průřez trubek	$m^2$
$S_{vz}$	průtočný průřez zaplněného prostoru nad přepážkou	$m^2$
$t_1$	střední teplota spalin	$^{\circ}C$
$t_{11}$	Vstupní teplota spalin	$^{\circ}C$
$t_{12}$	Výstupní teplota spalin	$^{\circ}C$
$t_{1s}$	střední teplota na stěně trubky na straně spalin	$^{\circ}C$
$t_2$	střední teplota vody ve výměníku	$^{\circ}C$
$t_{21}$	vstupní teplota vody do výměníku	$^{\circ}C$
$t_{22}$	výstupní teplota vody z výměníku	$^{\circ}C$
$t_{2s}$	střední teplota na stěně trubky	$^{\circ}C$
$t^{IS}$	teplota spalin při dané entalpii	$^{\circ}C$
$t_p$	rozteč přepážek	m
$t_t$	rozteč trubek	m
$t_{vz}$	teplota v laboratoři	$^{\circ}C$
$u_2$	rychlost proudění v MP	m/s
$u_{2v}$	rychlost proudění v MP vztažená ke střednímu geom. průměru	m/s
$\dot{V}_1$	objemový tok spalin při střední teplotě	$m^3/s$
$V_n$	skutečný objem n-té složky spalin se zahrnutím $f$ , a $\alpha$	$m_n^3/kg_{pal}$
$\dot{V}_{SP}$	objemový tok spalin	$m^3/s$
$\dot{V}_v$	Objemový tok vody výměníkem	$m^3/s$
$w_1$	rychlost spalin	m/s
$w_2$	rychlost vody	m/s
$x_n$	objemové složení n-té složky spalin	%
$x_{O_2}$	objemová koncentrace kyslíku ve spalinách	%
$y_2$	korekční faktor – změna látkových vlastností v mezní vrstvě	-
$y_3$	zohledňuje převod součinitele na svazek trubek	-
$y_4$	zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu	-
$y_5$	zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění	-
$y_6$	zohledňuje vliv zkratových proudů	-
$y_7$	zohledňuje vliv obtokových proudů	-
$y_8$	zohledňuje vliv neopřepážkovaných prostorů	-
$\alpha$	součinitel přebytku vzduchu	%
$\alpha_1$	součinitel přestupu tepla v TP	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_2$	součinitel přestupu tepla v MP	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\Delta p_{m1}$	tlakové ztráty v TP - místní	Pa
$\Delta p_{t0}$	tlakové ztráty třením při příčném obtékání v opřepážkovaném prostoru	Pa
$\Delta p_{t1}$	tlakové ztráty v TP - třením	Pa
$\Delta p_{tn}$	tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru	Pa
$\Delta p_{tv}$	tlakové ztráty v prostoru nad segmentovými přepážkami	Pa
$\Delta p_{z1}$	tlakové ztráty v TP	Pa
$\Delta p_{z2}$	tlakové ztráty v MP	Pa
$\Delta t_{ln}$	střední logaritmický teplotní rozdíl	$^{\circ}C$
$\eta_1$	dynamická viskozita spalin	Pa·s
$\eta_2$	dynamická viskozita vody	Pa·s
$\eta_n$	dynamická viskozita n-té složky spalin	Pa·s

$\lambda_{11}$	ztrátový součinitel v TP	-
$\lambda_2$	tepelná vodivost vody	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\lambda_{22}$	ztrátový součinitel v MP	-
$\nu_1$	kinematická viskozita	$\text{m}^2/\text{s}$
$\xi_{11}$	ztrátový součinitel místního odporu	-
$\xi_{12}$	ztrátový součinitel místního odporu pro ohyb proudu	-
$\rho_2$	hustota vody pro střední teplotu	-
$\rho_2$	hustota vody	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\rho_{\text{SV}}$	hustota spalin při NFP	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\varphi_{\text{VP}}$	úhel výřezu segmentové přepážky	$^\circ$
$\psi$	mezerovitost trubkového svazku	-

## Seznam příloh

### 1. Výkresová dokumentace